

Н. Е. Рахимжанов,

ст. преп., канд. техн. наук, майор

В. Ю. Усиков,

доц., канд. техн. наук, подполковник

Филиал Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А. В. Хрулёва,

Министерства обороны Российской Федерации,

Омск

Е. А. Сутормин,

подполковник

Военный учебный центр при Уральском федеральном университете,

Екатеринбург

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР

В статье предложено новое оригинальное техническое решение по увеличению срока службы гидравлических амортизаторов подвески быстроходных гусеничных машин путем введения в конструкцию амортизатора параллельной связи, тем самым ресурсопределяющая связь штока и направляющей втулки разгружается от динамической нагрузки, обеспечивая работоспособность этого ответственного узла конструкции.

Ключевые слова: система поддрессоривания, гидравлический амортизатор, направляющая втулка.

PROSPECTIVE TELESCOPIC HYDRAULIC SHOCK ABSORBER

The article presents an innovative solution which allows to increase service life of hydraulic shock absorbers for high-speed crawler vehicle suspensions. It is obtained by upgrading the absorber with shunt connection which decreases dynamic load applied to a slide rod and bushing, resulting in better performance of this crucial part of a vehicle.

Keywords: cushioning system, hydraulic shock absorber, slide bushing.

Мировой тенденцией развития машиностроения является повышение удельной мощности машины, а для гусеничных машин дополнительно актуально увеличение выходных параметров гусеничных и колесных машин. Приведем некоторые из них: увеличение мощности силовой установки, увеличение проходимости и скорости движения в условиях бездорожья при общем повышении надежности как отдельных элементов, так и всей машинной системы в целом.

Особое внимание при совершенствовании ходовой части быстроходных гусеничных машин уделяется увеличению срока службы системы поддрессоривания, связывающей корпус машины с осями опорных катков. От работы системы поддрессоривания зависят мобильность машины, плавность и скорость хода по неровностям дороги в экстремальных условиях бездорожья.

Несмотря на техническое совершенство телескопических гидравлических амортизаторов, они имеют проблемное соединение, в зоне соединения штока с направляющей втулкой корпуса амортизатора. Анализ изменения геометрических параметров наружной поверхности штока и внутренней поверхности направляющей втулки, а также харак-

тер их сопряжения показывает, что в процессе эксплуатации формируется отклонение формы этого сопряжения в продольном направлении [1–5].

Предлагаемое техническое решение может быть использовано в системе поддрессоривания (подвеске) гусеничных и колесных машин, техническое решение особенно полезно в реализации для конструкции длинноходной подвески, в которой продольная ось амортизатора располагается под значительным углом относительно вертикали, и в конце хода катка амортизатор занимает положение близкое к горизонтальному. Угловое переносное движение при этом сопровождается значительными угловыми ускорениями, порождающими динамическое нагружение звеньев и связей. Как следствие, возникает большое контактное напряжение в связи «шток — направляющая втулка», при этом нагружается уплотнение направляющей втулки, происходит потеря рабочей жидкости, тем самым ресурс амортизатора уменьшается (рис. 1а).

Предлагаемое техническое решение сводится к введению параллельной связи, выполняющей роль разгружающего устройства для ресурсопределяющей пары «шток — направляющая втулка» [6].

Техническое решение поясняется чертежом, где представлены общий вид амортизатора с разгружающим устройством (рис. 2), общий вид разгружающего устройства сбоку (рис. 3) и сверху (рис. 4), рисунок устройства (рис. 5а), фото физически исполненного разгружающего устройства (рис. 5б).

Модернизированный гидравлический амортизатор содержит: корпус (10) в виде гидроцилиндра, в котором размещен шток (11), один конец которого соединен с поршнем (9), а другой — имеет вид проушины (1). Шток перемещается вдоль своей оси в направляющей втулке (7), расположенной в зоне соединения корпуса (10) со штоком (11); рабочая полость гидроцилиндра заполнена жидкостью (8). Шток (11) механически соединен с корпусом транспортной машины с помощью проушины (1). В зоне соединения корпуса (10) со штоком (11) жестко закреплено разгружающее устройство, состоящее из литого основания-кольца (6), четырех неподвижных кронштейнов, представляющих собой четыре пары стоек трапецевидной формы размещенных под углом 90° относительно друг друга (17), в верхнем углу которых имеются отверстия, для размещения в них осей (3), четырех подвижных литых кронштейнов (20), в верхней части которых имеются отверстия для установки осей (21) с роликами тороидальной формы круглого сечения (2). Для регулировки усилия прижима роликов к штоку при появлении зазора между штоком (11) и направляющей втулкой (7), в основании подвижных литых кронштейнов (20) имеются пазы, в которых

размещается подвижный штифт (19) с участком резьбы у основания-кольца (6), на котором расположена пружина (16), шайба (15) и регулировочные гайки (14). Основание штифта подвижное, оно закреплено в стойках (4) и закреплены болтом (13) и гайкой (5).

Авторами предложено разгружающее устройство, жестко соединенное с корпусом амортизатора (10), воздействующее телами качения на шток амортизатора (11), тем самым увеличивается плечо реакции поперечных нагрузок, кроме того, динамическая реакция распределяется между устройством и направляющей втулкой (7). За счет этого достигается снижение динамического воздействия штока (11) на направляющую втулку (7) (рис. 1а).

Введение обозначенных элементов конструкции позволит существенно снизить поперечную динамическую нагрузку проблемного соединения и уменьшить контактные напряжения в связи «шток — направляющая втулка», что увеличит ресурс соединения и работоспособность подвески в целом.

При движении гусеничной машины и преодолении неровностей дороги, корпус гидроамортизатора совершает угловое переносное движение с угловым ускорением, вследствие которого возникает инерционный момент $M_{ин}$:

$$M_{ин} = -J\varepsilon, \quad (1)$$

где J — момент инерции амортизатора относительно точки «О», точки крепления амортизатора

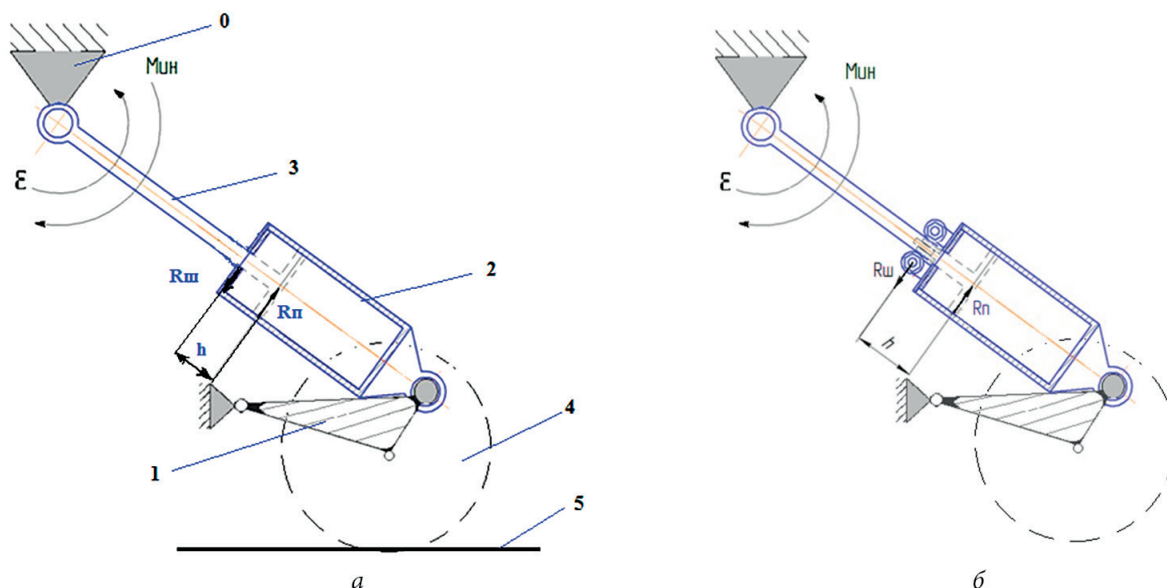


Рис. 1. а — кинематическая схема механизма подвески без разгружающего устройства: 0 — корпус машины, 1 — баланси́р, 2 — корпус гидроамортизатора, 3 — шток, 4 — каток, 5 — гусеница; б — кинематическая схема механизма подвески с разгружающим устройством

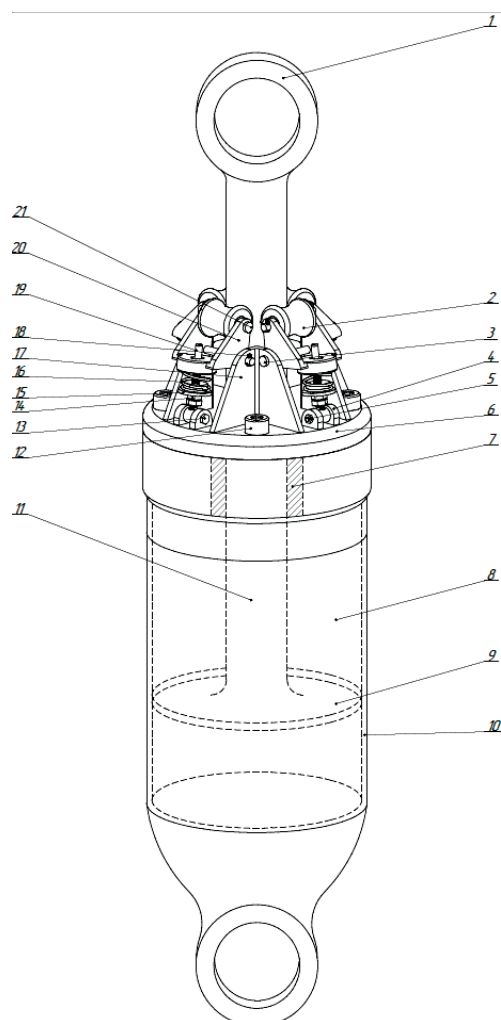


Рис. 2. Разгружающее устройство

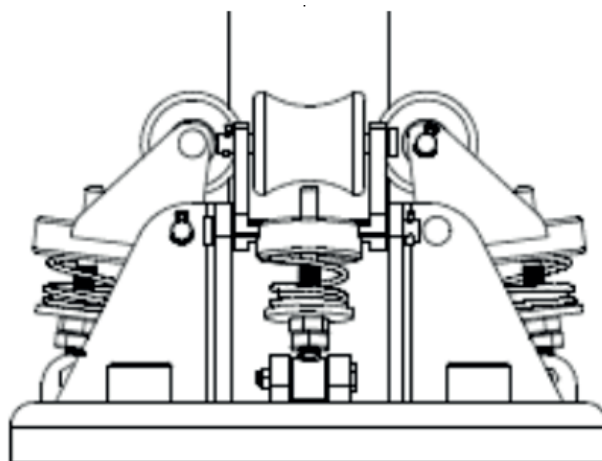


Рис. 3. Разгружающее устройство (вид сбоку)

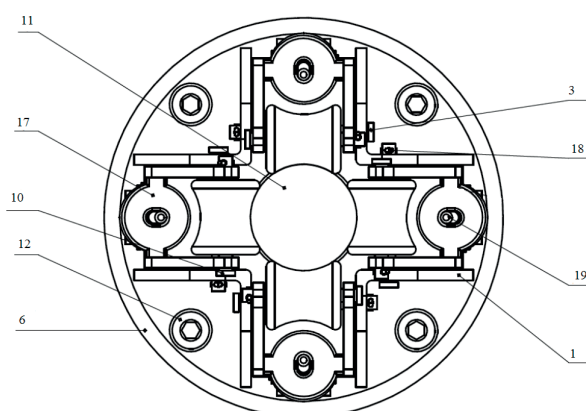
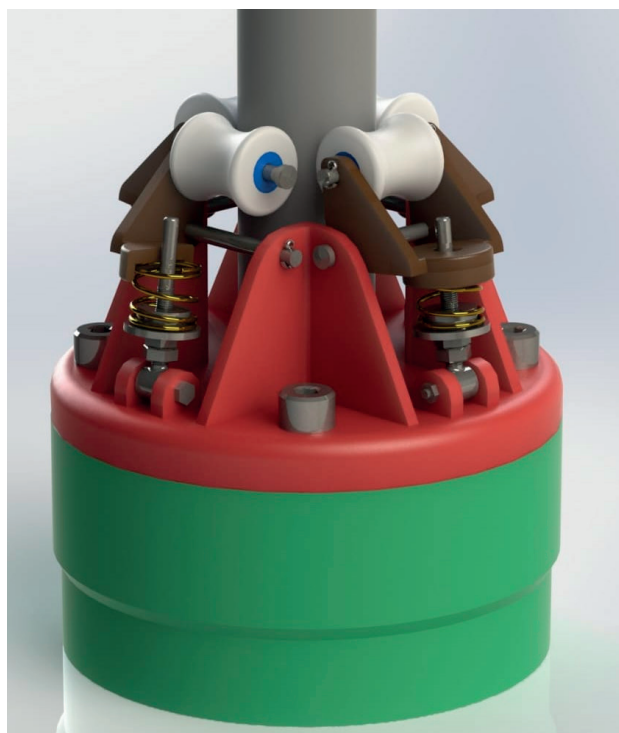


Рис. 4. Разгружающее устройство (вид сверху)



а



б

Рис. 5. *а* — рисунок разгружающего устройства; *б* — фото физически исполненного разгружающего устройства

к корпусу; ε — угловое ускорение амортизатора в его переносном вращении относительно точки «О».

Этот момент вызывает возникновение кинетостатических реакций:

$$R_{\Pi} = R_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{ин}}}{h}, \quad (2)$$

где R_{Π} — корпуса с поршнем; $R_{\text{ш}}$ — реакция штока с направляющей втулкой; h — переменное расстояние между поршнем и направляющей втулкой.

Кинетостатические реакции определяют направления выборки зазоров, способствуют износу активных поверхностей, интенсивность износа прямо зависит от величины динамических реакций:

$$\frac{d\Delta}{dt} = k R_{\text{ш}} fV \quad (3)$$

где k — коэффициент пропорциональности; f — коэффициент трения; V — скорость скольжения штока по втулке.

При введении параллельной связи динамическая реакция перераспределяется, часть ее воспринимают ролики, а нагрузка на проблемное соединение уменьшается, что способствует увеличению ресурса соединения и подвески машины в целом.

Введение предлагаемого технического решения не усложняет конструкцию амортизатора, не требует больших финансовых затрат. Все элементы можно разметить в пространстве защитного чехла для исключения попадания абразива. В процессе эксплуатации имеется возможность регулировки натяжения в соединении «ролики — шток».

Список литературы

1. Аврамов В. П. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям / В. П. Аврамов, Н. Б. Калейчев. — Харьков : Высшая школа ; Изд-во при Харьк. ун-те, 1989. — 112 с. — ISBN 5-11-000716-0.
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. — Москва : Наука, 1975. — 638 с. — ISBN 5-02-013810 X.
3. Дмитриев А. А. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин / А. А. Дмитриев, В. А. Чобиток, А. В. Гельминов. — Москва : Машиностроение, 1976. — 207 с.
4. Рахимжанов Н. Е. Безразборная диагностика механизма подвески многоцелевой мобильной гусеничной платформы и разгрузка ресурсопределяющей подвижной связи : дис. ... канд. техн. наук: 05.02.18 / Рахимжанов Нуржан Есмагулович. — Омск, 2015. — 169 с.
5. Чобиток В. А. Теория движения танков и БМП : учебник. — Москва : Военное издательство, 1984. — 264 с.
6. Патент № 163465 Российская Федерация, МПК F16F 9/36(2006.01). Гидроцилиндр : № 2019123870 : заявл. 23.07.2019 : опубл. 30.10.2019 / Рахимжанов Н. Е. — 9 с. : ил.